

#10616974 11-06-03

R1

[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl⁶

F25B 9/00

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 96199783.4

[43]公开日 1999年2月10日

[11]公开号 CN 1207803A

[22]申请日 96.1.26 [21]申请号 96199783.4

[86]国际申请 PCT/DE96/00140 96.1.26

[87]国际公布 WO97/27437 德 97.7.31

[85]进入国家阶段日期 98.7.27

[71]申请人 康维克塔股份公司

地址 联邦德国施瓦姆斯塔特

[72]发明人 于尔根·科勒 米歇尔·宗内卡尔布

[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所

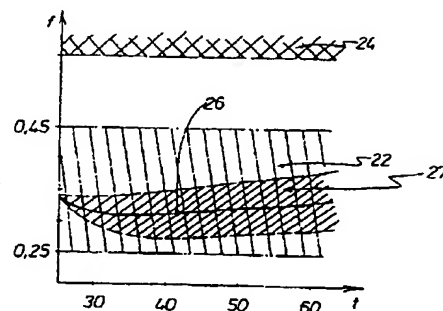
代理人 郑修哲

权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图页数 2 页

[54]发明名称 压缩制冷装置

[57]摘要

本文涉及一种具有压缩机(12)、气体冷却器(14)、膨胀器(16)、蒸发器(18)和可能或最好包括中间热交换器(28)的压缩制冷装置(10),这些部件在一条含有制冷剂的回路中相连。根据本发明,制冷剂(f)充填率为制冷剂临界密度的50%—100%。制冷剂最好由二氧化碳构成。



(BJ)第 1456 号

权 利 要 求 书

1.一种具有在一条含有制冷剂的回路中彼此连接的压缩机(12)、气体冷却器(14)、膨胀器(16)和蒸发器(18)的压缩制冷装置,其特征在于,制冷剂充填率(f)为制冷剂临界密度的 50 %-100 %。

2.如权利要求 1 所述的装置,其特征在于,制冷剂由二氧化碳构成。

3.如权利要求 1 和 2 所述的装置,其特征在于,二氧化碳型制冷剂的充填率(11)为 0.25kg/升-0.45kg/升。

4.如以上任一项权利要求所述的装置,其特征在于,该装置设计成超临界的。

5.如以上任一项权利要求所述的装置,其特征在于,中间换热器(28)配有第一热交换管路和通过热能技术与其相连的第二热交换管路(30,32),第一热交换管路(30)与气体冷却器(14)、膨胀器(16)相连,第二热交换管路(32)与蒸发器(18)、压缩机(12)相连。

说明书

压缩制冷装置

本发明涉及一种具有在一条含有制冷剂的回路中相互连接的压缩机、气体冷却器、膨胀器和蒸发器的压缩制冷装置。

这样的压缩制冷装置例如已由 WO90/07683 公开了。所公开的装置设计成超临界装置,即此装置设计成超临界的。采用二氧化碳作为制冷剂。

WO94/14016 也公开了上述类型的压缩制冷装置。所公开的这种装置也以二氧化碳为制冷剂地超临界工作。

为了在这些已知的超临界压缩制冷装置中获得最大制冷功率因素 (Leistungszahl),在那里将高压侧制冷剂压力恰如其分地调节到较窄界限内。根据上述文献 WO94/14016,上述调节是这样作到的,即制冷剂充填率 (Fuellgrad)(它被定义为制冷剂与装置总体积之比)在此装置中被调节为 0.55kg/升-0.77kg/升且优选地是 0.60kg/升。作为制冷剂的二氧化碳的临界密度为 466gr/升,即在此已知的装置中,制冷剂充填率大小上大致是临界密度的 120 %-150 %且最好是 130 %。由于具有这样的充填率范围,由此在已知的 WO94/14016 所述的装置中产生了最大制冷功率因素。为了能在不同的平均外界温度(此时使用此制冷装置)的情况下保持如此高的制冷剂充填率,建议压缩制冷装置配有附加的制冷剂储存器。储存器在此也用于当超过装置低压侧规定的静压力时,如在酷热环境中停机时,容纳剩余的二氧化碳。充填率 f 为 0.60kg/升时的静压例如在 60 °C 情况下(即在处于日晒下的汽车中或酷热的机房内)为 155 巴。

本发明的目的是提供一种上述类型的压缩制冷装置,它具有比较简单的结构且可以毫无问题地在较高外界温度范围内使用,而不会由此明显地影响装置的制冷功率因素。

根据本发明,此目的在上述类型的压缩制冷装置中是如此实现的,即制冷剂充填率为制冷剂临界密度的 50 %-100 %。本发明装置的静压力例如在 60 °C 下和在充填率 f 为 0.30kg/升的情况下仅为 105 巴,这约等于上述已知类型装置的充填率的三分之二。这意味着,由于有利地降低了压力,所以例如在

压缩机轴处的密封圈的载荷较小且可以简单地确定这些密封圈的尺寸。优选地将二氧化碳用作制冷剂。二氧化碳几乎有利地作为工业生产废弃物且其使用成本低廉。众所周知,二氧化碳自 19-20 世纪之交起被用作制冷剂。

在本发明的装置中,二氧化碳型制冷剂的充填率最好为 $0.25\text{kg/升}-0.45\text{kg/升}$ (kg/升 : 二氧化碳/循环装置总体积)。充填率在本发明的装置中实际上是不变的。在这种情况下,可以根据使用本发明的装置的气候区的平均外界温度调节充填率。即,充填率可以随外界温度或环境温度的增高而选择得较大。

本发明的压缩制冷装置最好设计成超临界的。当然,本发明的装置也可以在次临界情况下工作。

其它细节、特征和优点在以后对如图示意示出的本发明压缩制冷装置实施例的描述中得到。其中:

图 1 是表示压缩制冷装置第一设计结构的曲线图;

图 2 是表示图 1 所示装置的高压侧压力与制冷功率因素 ϵ 之间关系的曲线图;

图 3 与本发明装置对比地示出了制冷剂充填率 f 与制冷剂在气体冷却器出口处的输出温度 t_{aus} 之间的函数关系,所述气体冷却器例如是上述 WO94/14016 所公开的压缩制冷装置的一部分;

图 4 在与图 1 近似的线路图中示出了带中间热交换器的压缩制冷装置的第二实施方式。

图 1 以线路图示意地示出了带有压缩机 12、与压缩机 12 相连的气体冷却器 14 或冷凝器、与气体冷却器 14 相连的膨胀器 16 和蒸发器 18 的压缩制冷装置 10 的结构。压缩机 12、气体冷却器 14、膨胀器 16 和蒸发器 18 在一条含有制冷剂的回路中相连,所述制冷剂最好采用二氧化碳。

图 2 示出了装置 10 的制冷功率因素 ϵ 与在压缩机 12 处的或在配属于压缩机 12 的气体冷却器 14 的入口侧的高压侧压力 p 之间的函数关系。在图 1 中结合所述压力的标识符 p 地用箭头 20 示出了上述函数关系。从图 2 中可以看到,制冷功率因素 ϵ 在特定压力 p_0 下具有最大值 ϵ_{max} 。这是通过特定的制冷剂充填率 f 达到的。如上述的那样,根据 WO94/14016,制冷剂充填率 f 为 $0.55\text{kg/升}-0.70\text{kg/升}$ 且优选地为 0.60kg/升 。但是还可以从图 2 中

看到,制冷功率因素 ϵ 在压力 p 高于 p_0 的情况下不明显地降低到最大值 ϵ_{\max} 以下。本发明充分利用了这一现象。根据本发明,充填率 f 选取明显小于上面最后所述的数值。可以从图3中看到相对于气体冷却器出口温度 t_{aus} 的充填率 f 。其测量位置在图1中结合标记 t_{aus} 用箭头21示出的气体冷却器的出口温度通常比环境温度高5K-15K的数量级且它是由压缩机转数等因素决定的。如图3所示,本发明的装置10(见图1)的制冷剂充填率 f 为0.25kg/升-0.45kg/升(kg/升:二氧化碳/装置10的总体积)。本发明的充填率范围在图3中以阴影面22表示。此外,象WO94/14016所公开的那样,图3示出了压缩制冷装置的充填率范围。最后所述的充填率范围由横向阴影面24表示。可以看到,这两个充填率范围22、24之间没有重合部分。另外,图3以曲线26示出了换算成最佳充填率 f 或充填率 f 带宽的最佳高压 p 的函数关系 $f(t_{\text{aus}})$ 。如曲线26所示,在临界温度31℃以上的曲线26走向很平直。另外,在两条虚线间用阴影线表示的带宽27在制冷功率因素随温度 t_{aus} 逐渐增高而最多下降5%的情况下变宽。其它计算点连成了完全相似的最佳的高压和充填率的曲线。在装置中的各自的体积分配造成充填率曲线高低相应的偏移,但斜率是相似的。高压管道和吸气管道的体积造成最佳充填率的降低。低于0.25kg/升的最佳充填率是很不可信的。如图4所示,一个用于在高压侧再冷却并在低压侧过热的中间(内部)热交换器28造成了较高的最佳充填率。扩大气体冷却器14的容积具有相同效果。超过0.45kg/升的最佳充填率 f 同样是很不可信的。

可以从充填率曲线中看到,具有恒定充填率的临界制冷过程可以在较小能量损失的情况下进行。在次临界温度下即在普通的高压侧液化型低温蒸发(kaltdampf)过程中,如图3所示,最佳充填率曲线变陡,公差范围相应地很窄。为使其平衡,如上述的那样,在普通的冷却剂(蒸汽)压缩制冷装置中设有收集器。

图4以示意线路图示出了具有压缩机12、与压缩机相连气体冷却器14、中间热交换器28、膨胀器16、蒸发器18的压缩制冷装置10。中间热交换器28具有第一热交换管路30和第二热交换管路32,它们在热能技术上彼此连接。第一热交换管路30连接在气体冷却器14与膨胀器16之间。第二热交换管路32连接在压缩机12和蒸发器18之间。

说明书附图

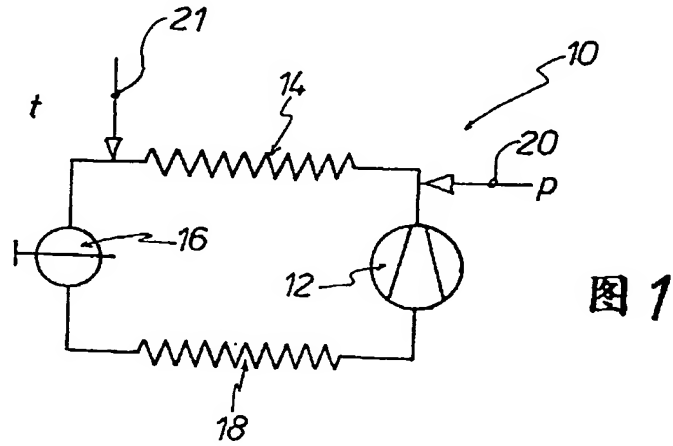


图 1

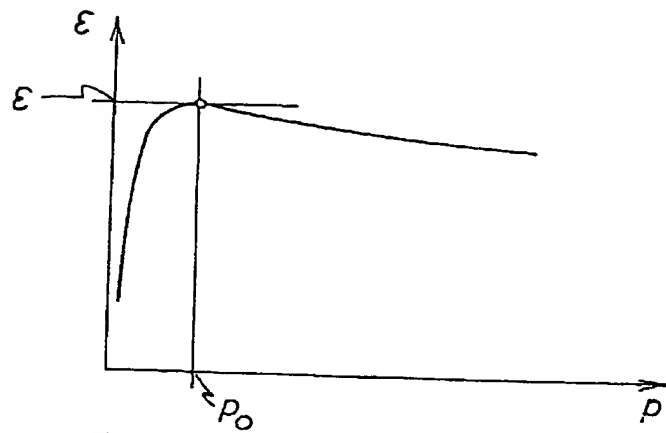


图 2

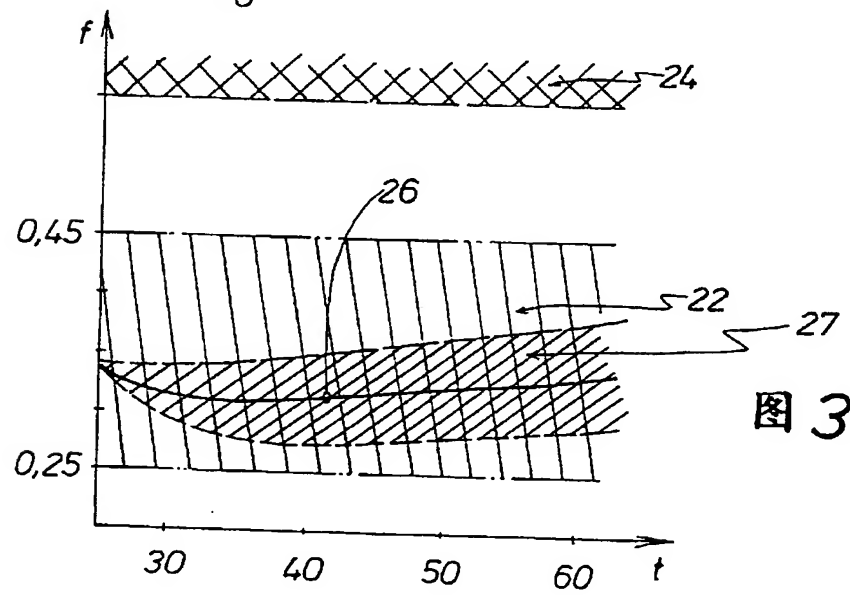


图 3

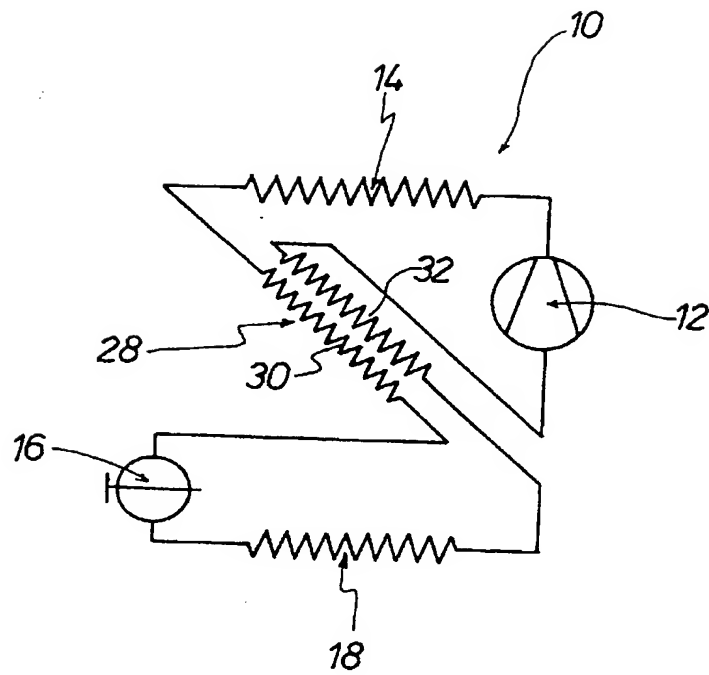


图 4

